

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů



## **Šroubový kladkostroj ruční pro nosnost 500 kg**

*Hand Worm-gear Block for Lifting Capacity 500 kg*

Student:

Jiří Marek

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Milan Výtisk

Ostrava 2009

#### Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

### Anotace bakalářské práce

MAREK, J. Šroubový kladkostroj ruční pro nosnost 500 kg. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009, 33 s. Bakalářská práce, vedoucí Výtisk, M.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem a výpočtem ručního šroubového kladkostroje pro maximální nosnost 500 kg. V úvodní části práce jsou popsány jednotlivé části kladkostroje a jeho funkce. V práci je také uveden přehled kladkostrojů. Pro zadanou nosnost a další parametry zadání je vypracováno konstrukční řešení kladkostroje. Součásti kladkostroje jsou pevnostně zkontrolovány. Součástí bakalářské práce je sestavný výkres kladkostroje a výrobní výkres rohatky.

### Annotation of Thesis

MAREK, J. Hand Worm-gear Block for Lifting Capacity 500 kg. Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms, Faculty of Mechanical Engineering VŠB - Technical University of Ostrava, 2009, 33 p. Thesis, head: Výtisk, M.

Thesis deals with an engineering design and calculation hand worm-gear block for maximum lifting capacity 500 kg. Single parts and functional description of the tackle is in the introductory part of the work. The work also gives a survey of tackles. For a specified lifting capacity and others parameters of the task is work up engineering design of the tackle. Parts of the tackle are strength calculation. Part of thesis is group drawing of the tackle and manufacturing drawing of the ratchet wheel.

## Obsah

Seznam použitých označení . . . . .	7
1 Úvod . . . . .	8
1.1 Cíl práce . . . . .	8
1.2 Šroubový kladkostroj obecně . . . . .	8
1.3 Části šroubového kladkostroje . . . . .	9
1.4 Popis funkce šroubového kladkostroje . . . . .	10
2 Přehled kladkostrojů . . . . .	11
3 Konstrukční řešení šroubového kladkostroje . . . . .	13
4 Výpočty . . . . .	14
4.1 Určení velikosti řetězu pro zavěšení břemene . . . . .	14
4.1.1 Určení zatěžující síly řetězu pro zavěšení břemene . . . . .	14
4.1.2 Výpočet jmenovité tloušťky řetězu pro zavěšení břemene . . . . .	14
4.2 Určení velikosti ovládacího řetězu . . . . .	15
4.2.1 Výpočet jmenovité tloušťky ovládacího řetězu . . . . .	15
4.3 Návrh řetězových kol . . . . .	15
4.3.1 Určení průměru hnaného řetězového kola . . . . .	15
4.3.2 Určení průměru hnacího řetězového kola . . . . .	15
4.4 Volba velikosti šnekového soukolí . . . . .	16
4.4.1 Určení počtu zubů šnekového soukolí . . . . .	16
4.4.2 Volba modulu . . . . .	17
4.4.3 Výpočet rozměrů soukolí . . . . .	17
4.5 Silové poměry . . . . .	20
4.5.1 Určení účinnosti šnekového soukolí . . . . .	20
4.5.2 Celková účinnost kladkostroje . . . . .	21
4.5.3 Krouticí momenty . . . . .	21
4.5.4 Síly v šnekovém soukolí . . . . .	22
4.6 Výpočet třecí brzdy . . . . .	23
4.6.1 Určení poloměru brzdy . . . . .	23
4.6.2 Výpočet třecího momentu brzdy . . . . .	23
4.6.3 Kontrola měrného tlaku . . . . .	24
4.7 Výpočet rohatky . . . . .	24
4.7.1 Určení rozměrů rohatky . . . . .	24
4.7.2 Pevnostní kontrola rohatky . . . . .	25
4.8 Pevnostní kontrola hřídele a osy . . . . .	26
4.8.1 Zatížení hřídele a osy . . . . .	26
4.8.2 Výpočtové modely hřídele a osy . . . . .	26
4.8.3 Mechanické vlastnosti hřídele a osy . . . . .	27
4.8.4 Určení reakcí a ohybových momentů . . . . .	27
4.8.5 Statická kontrola hřídele a osy . . . . .	29
4.8.6 Dynamická kontrola hřídele . . . . .	30
4.9 Kontrola spojení hnacího hřídele s řetězovým kolem . . . . .	30
5 Závěr . . . . .	32
6 Seznam použitých pramenů . . . . .	33

Přílohy:	(1)	BP - 00: Kladkostroj
	(2)	BP - 07: Rohatka
	(3)	BP - I: Hřídel
	(4)	BP - II: Osa

## Seznam použitých označení

$a$	[mm]	osová vzdálenost
$\sqrt{a}$	[mm <sup>-1/2</sup> ]	Neuberova konstanta
$b$	[mm]	šířka rohatky
$b_1$	[mm]	délka šneku
$c^*$	[-]	poměrná hlavová vůle profilu
$d$	[mm]	jmenovitá tloušťka řetězu, průměr
$f$	[-]	koeficient smykového tření
$g$	[m.s <sup>-1</sup> ]	tíhové zrychlení
$h$	[mm]	výška zubu rohatky
$h_a^*$	[-]	poměrná výška hlavy profilu
$k$	[-]	konstanta, součinitel bezpečnosti
$m$	[mm]	modul ozubení
$p$	[mm, MPa, N.mm <sup>-1</sup> ]	rozteč řetězu, měrný tlak, měrný tlak na 1 mm šířky
$q$	[-]	součinitel průměru šneku
$u$	[-]	převodový poměr
$x$	[-]	jednotková korekce, souřadnice
$y$	[mm, -]	délka nebezpečného průřezu zubu rohatky, souřadnice
$z$	[-]	počet zubů, souřadnice
$D$	[mm]	průměr
$F$	[N]	síla
$M$	[N.m]	moment síly
$N$	[N]	normální síla
$P$	[mm]	rozteč závitu
$R$	[mm, N]	poloměr, reakce
$R_e$	[MPa]	mez kluzu
$R_m$	[MPa]	mez pevnosti
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha
$W$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul
$\alpha$	[°, -]	úhel, součinitel koncentrace napětí
$\beta$	[°, -]	poloviční vrcholový úhel kužele brzdy, vrubový součinitel
$\gamma$	[°]	úhel stoupání šroubovice šneku
$\eta$	[-]	účinnost
$\eta_p$	[-]	součinitel jakosti povrchu
$\varphi'$	[°]	třecí úhel
$\nu_\sigma$	[-]	součinitel velikosti součásti
$\rho_f^*$	[-]	poměrný rádius zaoblení paty profilu
$\sigma$	[MPa]	normální napětí
$\sigma_C$	[MPa]	mez únavy zkušebního vzorku
$\sigma_C^x$	[MPa]	mez únavy skutečné součásti
$\tau$	[MPa]	smykové napětí
$\psi$	[°]	úhel stoupání závitu šroubu

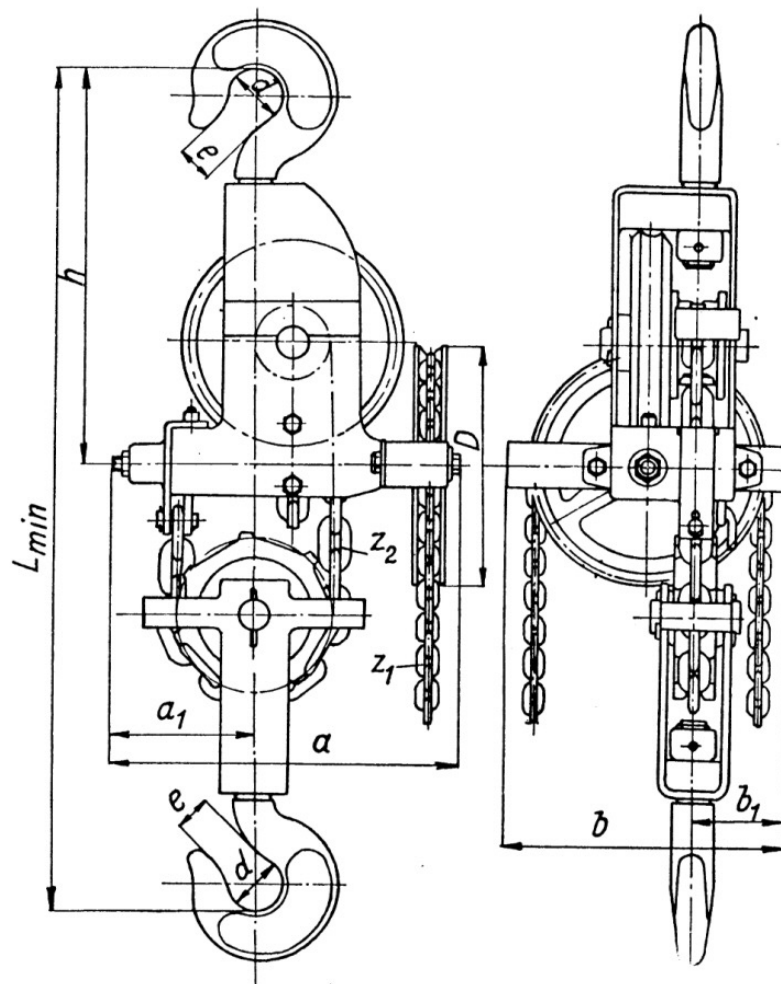
## 1 ÚVOD

### 1.1 Cíl práce

Cílem této bakalářské práce je navrhnout, konstrukčně zpracovat a pevnostně zkontrolovat části ručního šroubového kladkostroje pro maximální nosnost 500 kg. Potřebná ovládací síla nesmí překročit 300 N. Kladkostroj má být opatřen samočinnou brzdou tvořenou rohatkou se západkou a třecí brzdou. Břemeno má být zavěšeno na háku uchyceném na řetězu. Součástí kladkostroje má být hák pro jeho zavěšení na nosnou konstrukci. Práce by měla také obsahovat přehled konstrukčních řešení již vyráběných kladkostrojů. Všechny součásti kladkostroje, u kterých se v zadání žádá pevnostní kontrola, musí být zkontrolovány. Součástí bakalářské práce má být sestavný výkres kladkostroje a výrobní výkres rohatky.

### 1.2 Šroubový kladkostroj obecně

Šroubový kladkostroj je jednoduché zdvihací zařízení malých rozměrů a hmotnosti. Je tak možno zdvihat těžká břemena menší silou. Obvykle se jedná o přenosné zařízení používané na montážích a v dílnách. K nosné konstrukci je zavěšen hákem. Na obr. 1.1 je příklad šroubového kladkostroje s volnou kladkou se svařovaným řetězem.



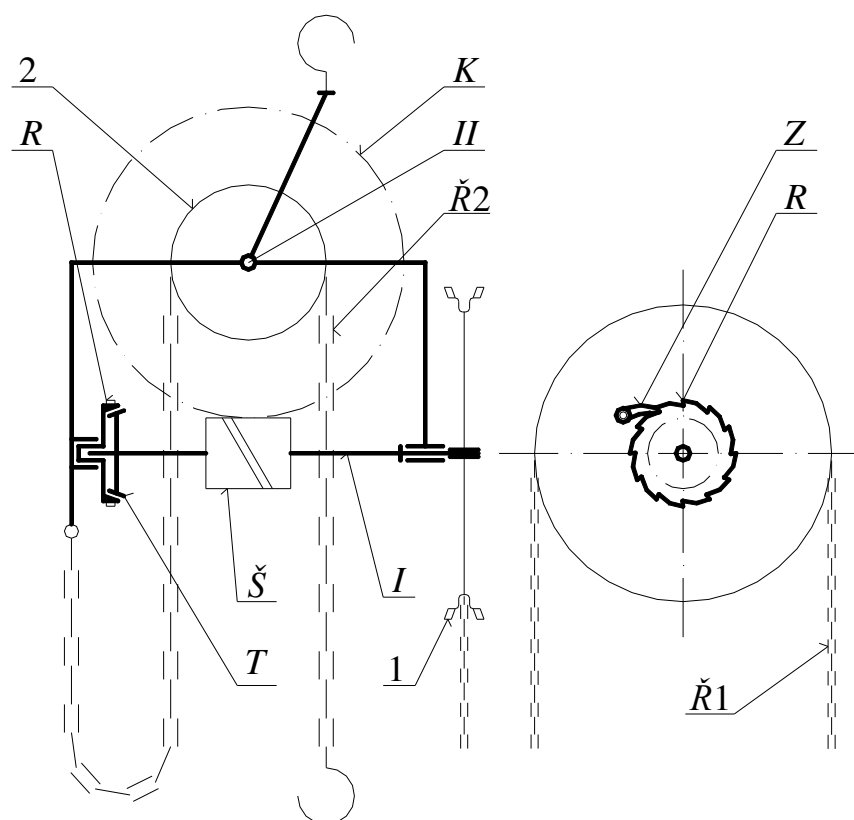
Obr. 1.1 - Šroubový kladkostroj [2]

Šroubový kladkostroj vznikl v 2. pol. 19. stol. a hlavní myšlenkou konstrukce bylo dosažení samosvornosti kladkostroje jako celku pomocí samočinné brzdy. Použitím samočinné brzdy odpadá nutnost užít samosvorné samotné zdvihací ústrojí, v tomto případě šnekové soukolí.

Šnekové soukolí, které je ve šroubovém kladkostroji použito, dosahuje značného převodového poměru, který lze ještě zdvojnásobit použitím volné kladky (řetězového kola). To vše při zachování minimálních rozměrů, hmotnosti a ovládací síly. Nevýhodou šnekového soukolí je však nízká účinnost. Celková účinnost kladkostroje je proto pouze 50 až 70 %. Tento typ kladkostroje se používá pro nosnosti od 0,5 do 25 t a pro zdvihy do 10 m. Hmotnost se pohybuje v rozmezí 25 až 700 kg. Zdvihačím orgánem je řetěz, a to svařovaný článkový do nosnosti 10 t, nad 10 t bývá použit řetěz Gallův.

### 1.3 Části šroubového kladkostroje

Kladkostroj je tvořen rámem v němž jsou uloženy dva hřídele (mimoběžné, navzájem kolmé). Hnací hřídel je opatřen řetězovým kolem pro ovládací řetěz a šnekem. Na hnaném hřídeli je uloženo šnekové a řetězové kolo pro řetěz pro zavěšení břemene (obvykle vyrobeno jako jeden celek). Hnací hřídel je na jedné straně uložen v tělese rohatky s vnitřní kuželovou plochou. Ta s vnějším kuzelem, který je součástí hnací hřídele, tvoří třecí kuželovou brzdou. Do rohatky zapadá západka přitlačovaná pružinou. Třecí kuželová brzda společně s rohatkou a západkou tvoří samočinnou brzdu, která zabraňuje samovolnému spuštění břemene po zdvižení do určité výšky. Celý kladkostroj je opatřen hákem pro zavěšení na nosnou konstrukci. Konec řetězu pro zavěšení břemene je rovněž opatřen hákem.



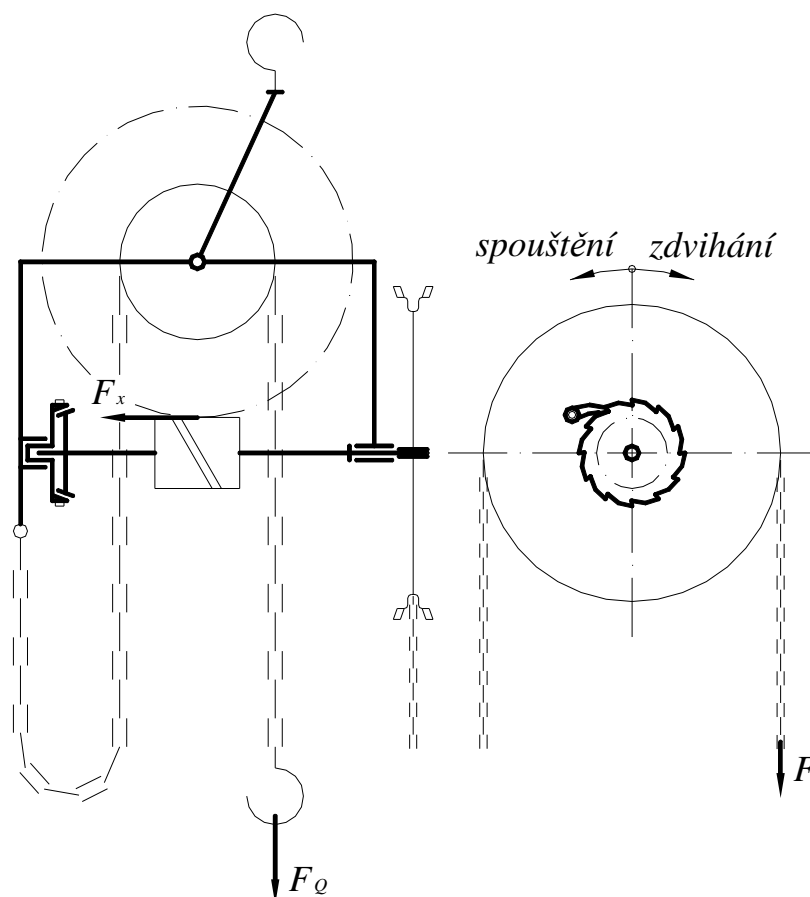
Obr. 1.2 - Schéma šroubového kladkostroje

- 1 - řetězové kolo pro ovládací řetěz; 2 - řetězové kolo pro řetěz pro zavěšení břemene;  
Ř1 - ovládací řetěz; Ř2 - řetěz pro zavěšení břemene; I - hnací hřídel; II - hnaný hřídel;  
Š - šnek; K - šnekové kolo; T - kužel třecí samočinné brzdy; R - rohatka; Z - západka



## 1.4 Popis funkce šroubového kladkostroje

Při zdvihání břemene (na konec řetězu pro zavěšení břemene působí síla  $F_Q$ ) působí obsluha na pravou stranu ovládacího řetězu silou  $F$ . Tím pohání řetězové kolo pro ruční pohon a vytváří tak moment na hnací hřídeli. Prostřednictvím šnekového soukolí je moment převeden na hnané řetězové kolo pro řetěz pro zavěšení břemene, to se otáčí proti směru hodinových ručiček. Řetěz pro zavěšení břemene se na pravé straně navíjí a břemeno se zdvihá. Osová síla šneku  $F_x$  působí směrem doleva, tím je přitlačován kužel třecí brzdy do rohatky. Vlivem tření se rohatka otáčí s hnacím hřídelem jako jeden celek a západka přeskakuje.



Obr. 1.3 - Síly v šnekovém kladkostroji

V případě zavěšení břemene v určité úrovni (síla  $F$  je nulová) se stává šnekové kolo hnacím a šnek hnaným. Na šnekové kolo působí moment síly  $F_Q$ . Šnekové kolo působí na šnek obvodovou silou a vyvozuje tak sílu  $F_x$ , která směřuje vlevo. Šnek s hnacím hřídelem je touto silou přitlačován na rohatku. Ta vlivem tření v brzdě tvoří s hnacím hřídelem opět jeden celek, který má snahu se otáčet v opačném smyslu než při zdvihání, tomu však brání západka, která je zaskočena do mezery mezi zuby rohatky a je do ní přitlačována silou pružinky.

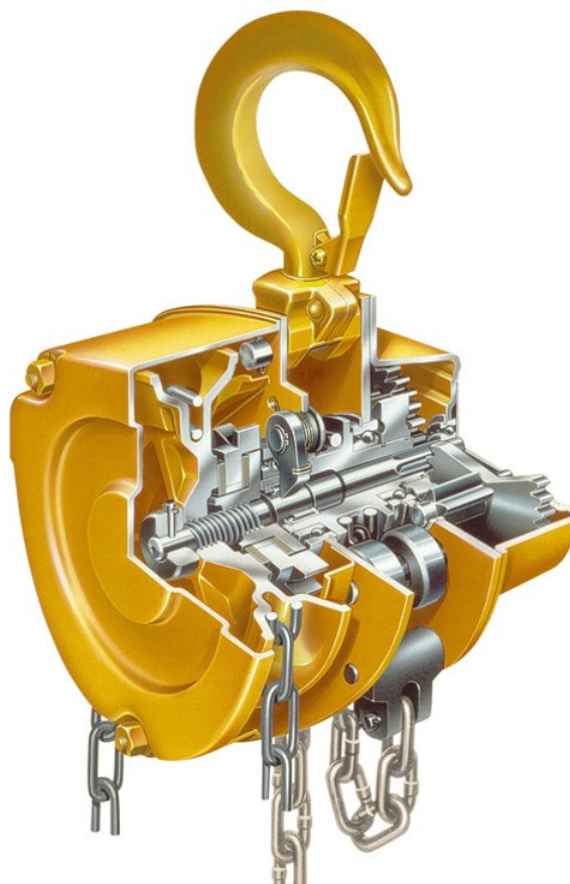
Při spouštění břemene musí obsluha působit na levou stranu ovládacího řetězu silou  $F$ . Vzniklým kroutícím momentem na hnací hřídeli překonává třecí moment v brzdě. Síla  $F_x$  opět působí doleva a její velikost je přímoúměrná velikosti síly  $F_Q$ , tzn. velikost třecího momentu brzdy je rovněž přímoúměrná síle  $F_Q$ . Díky tomu lze spouštět i prázdný hák bez zavěšeného břemene. Rohatka se nemůže otáčet, brání ji v tom západka. Kužel na hnací hřídeli se smýká po nehybné ploše rohatky. Řetěz pro zavěšení břemene se na pravé straně odvíjí, břemeno klesá.

## 2 PŘEHLED KLADKOSTROJŮ

Na našem trhu je široký sortiment kladkostrojů. Kladkostroje se liší způsobem ovládání (ruční, elektrické), typem zdvihacího orgánu (lano, řetěz), způsobem zachycení k nosné konstrukci (hákem, okem, pojízdné po jeřábové dráze), atd. Proto následující přehled obsahuje pouze kladkostroje ruční řetězové závěsné (opatřené hákem), mezi které lze zařadit i šroubový kladkostroj.

### *Ruční řetězový kladkostroj s čelním ozubením*

Kladkostroj je opatřen mechanickou převodovkou s přesným optimalizovaným převodovým soukolím s dlouhou životností a minimalizovanými mechanickými ztrátami. Hřídele jsou uloženy v kuličkových ložiskách pro minimalizaci mechanických ztrát, hladký a plynulý chod obou řetězů. Zasunutím čepu zářezky do vybraného článku řetězu zdvihu spolehlivě zabraňuje sjetí spodního háku řetězu zdvihu pod zvolenou úroveň. Suchý brzdový systém se zdvojenými pružinami západek rohatky je spolehlivý s garancí správné činnosti i v případě poškození jedné z pružin západky.



*Obr. 2.1 - Řez kladkostrojem s čelním ozubením firmy KITO [13]*

Kladkostroj s čelním ozubením mívají nosnost od 0,5 do 50 t, při hmotnosti 1,6 až 640 kg a zdvihu 1,5 až 15 m. Ovládací síla při maximální nosnosti bývá v rozmezí 235 až 480 N. Cena kladkostroje závisí na jeho nosnosti a požadovaném zdvihu, pohybuje se v rozmezí 5 000 až 650 000 Kč. Cena kladkostroje s nosností 500 kg je 5 000 až 8 000 Kč.



Obr. 2.2 - Výrobní řada CB firmy KITO [13]

a) nosnost 0,5 až 2,5 t; b) nosnost 3 až 5 t; c) nosnost 7,5 až 15 t; d) nosnost 20 až 50 t

#### *Ruční řetězový kladkostroj ráčnový*

Kladkostroj všestranně použitelný pro zvedání, spouštění, tahání a napínání v jakémkoliv směru. Je umožněn volný posun řetězu zatlačením a otočením ovladače. Brzdový systém je odolný proti vlhkosti s 2 západkami se zdvojenými vratnými pružinami a 2 třecími segmenty.



Obr. 2.3 - Ruční řetězový kladkostroj ráčnový od firmy Tesort [14]

Kladkostroj ráčnový se vyrábí pro nosnosti v rozmezí 0,25 až 9 t, při hmotnosti 5 až 400 kg a se zdvihem do 3 m. Ovládací síla při maximální nosnosti bývá v rozmezí 200 až 390 N. Cena kladkostroje opět závisí na jeho nosnosti a požadovaném zdvihu, pohybuje se v rozmezí 5 000 až 60 000 Kč. Cena kladkostroje s nosností 500 kg se pohybuje okolo 6 000 Kč.

### 3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ŠROUBOVÉHO KLADKOSTROJE

Konstrukce kladkostroje vychází z již realizovaných konstrukčních řešení šroubového kladkostroje a je vhodně doplněna novými řešeními.

Šnekové kolo a řetězové kolo pro řetěz pro zavěšení břemene je vyrobeno jako jeden kus z litiny 42 2415. Kolo je uloženo na neotočné ose. Ke zmenšení ztrát třením mezi osou a kolem je použita dvojice kluzných ložisek (kovových pouzder).

Kovová pouzdra z cínoolověného bronzu Cu-Sn5-Pb5-Zn5 ČSN 42 3135 jsou v hodná při nedokonalém mazání a jsou odolná proti zadíráání. V pouzdrech je rovněž uložen hnací hřídel i tělo rohatky.

Na hnací hřídel, který je zhotoven jako jeden díl se šnekem a s kuželem třecí brzdy, je použita ocel 14 220. Osa je z ocele 11 523.

Rám je vyroben jako dvoudílný odlitek, z důvodu montáže hnacího hřídele. Rám je z tvárné litiny 42 2305. Obrobena jsou místa uložení hřídele a osy. Dále pak dosedací plochy obou dílů rámu a díry pro šrouby, které tyto díly spojují. Jsou to čtyři šrouby M6 x 20 ČSN 02 1303.45. Obrobena je i místo uložení háku pro zavěšení kladkostroje. Vyvrtány díry a vyřezané závitky jsou v místech pro zašroubování čepů pro uložení západky rohatky a její pružinky. Rám je natřen základním a vrchním nátěrem.

Na rohatku, která je opatřena vnitřní kuželovou plochou třecí brzdy, se západkou je použita ocel 11 500. Západka je do zubových mezer přitlačována pružinkou z pásky z ocele 14 260. Západka a pružinka jsou uloženy na neotočných čepech, které jsou přišroubovány do rámu. Materiál čepů je ocel 11 523.

Řetěz pro zavěšení břemene je svařovaný zkoušený krátkočlánkový kalibrovaný (ČSN 02 3221), tento typ se používá pro nosnosti kladkostroje do 10 t. Nad deset tun se používá řetěz Gallův. Řetěz má povrch přirozeně černý. Ovládací řetěz je rovněž svařovaný zkoušený krátkočlánkový kalibrovaný, s povrchem lesklým. Hnací řetězové kolo je vyrobeno z litiny 42 2424.

Hák pro zavěšení kladkostroje je použit normalizovaný: hák J-08 x 140 ČSN 27 1908. K jeho uchycení je použita korunová matice M20 ČSN 02 1411, a k její pojištění závlačka 4 x 40 ČSN 02 1781. Hák pro zavěšení břemene je rovněž normalizovaný: hák s okem 630 ČSN 02 3234.

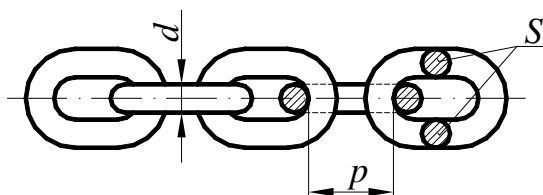
## 4 VÝPOČTY

### 4.1 Určení velikosti řetězu pro zavěšení břemene

Jmenovitá tloušťka řetězu je určena ze vztahu pro dovolené zatížení řetězu

$$\sigma_t = \frac{F}{S} \leq \sigma_{Dt},$$

kde  $F$  je zatěžující síla [N],  
 $S$  je plocha průřezu článku řetězu [mm<sup>2</sup>],  
 $\sigma_{Dt}$  je dovolené zatížení řetězu [MPa].



Obr. 4.1 - Svařovaný řetěz zkoušený krátkočlánkový kalibrováný

Po vyjádření jmenovité tloušťky řetězu platí rovnice

$$d \geq \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\pi \cdot \sigma_{Dt}}}. \quad (4.1)$$

#### 4.1.1 Určení zatěžující síly řetězu pro zavěšení břemene

Při určení zatěžující síly řetězu  $F_Q$  je uvažováno pouze s maximálním zatížením kladkostroje  $Q$ , protože hmotnost háku i samotného řetězu je z hlediska navýšení zatěžující síly zanedbatelná. Pak tedy platí vztah

$$F_Q = Q \cdot g, \quad (4.2)$$

kde  $Q = 500 \text{ kg}$  je maximální zatížení kladkostroje,  
 $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$  je tíhové zrychlení.

$$F_Q = Q \cdot g = 500 \cdot 9,81 = 4905 \text{ N}$$

#### 4.1.2 Výpočet jmenovité tloušťky řetězu pro zavěšení břemene

K určení jmenovité tloušťky řetězu je použit vztah (4.1),

kde  $\sigma_{Dt} = 60 \text{ MPa}$  je dovolené zatížení řetězu pro rychlost do  $1 \text{ m.s}^{-1}$  a pro ruční pohon dle [1] (str. 87).

$$d \geq \sqrt{\frac{2 \cdot F_Q}{\pi \cdot \sigma_{Dt}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 4905}{\pi \cdot 60}} = 7,214 \text{ mm}$$

Je zvolen ŘETĚZ 8 x 24 ČSN 02 3221.10.

Označení svařovaného řetězu zkoušeného krátkočlánkového kalibrovaného, jakosti 24, jmenovité tloušťky  $d = 8 \text{ mm}$  s roztečí  $p = 24 \text{ mm}$ , s povrchem přirozeně černým.

## 4.2 Určení velikosti ovládacího řetězu

### 4.2.1 Výpočet jmenovité tloušťky ovládacího řetězu

K určení jmenovité tloušťky řetězu je opět použit vztah (4.1),

kde  $\sigma_{Dt} = 50 \text{ MPa}$  je dovolené zatížení pro ruční pohon dle [1] (str. 87).

$$d \geq \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\pi \cdot \sigma_{Dt}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 300}{\pi \cdot 50}} = 1,954 \text{ mm}$$

Je zvolen ŘETĚZ 4 x 16 ČSN 02 3221.11.

Označení svařovaného řetězu zkoušeného krátkočlánkového kalibrovaného, jakosti 24, jmenovité tloušťky  $d = 4 \text{ mm}$  s roztečí  $p = 16 \text{ mm}$ , s povrchem lesklým.

## 4.3 Návrh řetězových kol

K určení průměru řetězového kola je nutné znát počet zubů a rozměry řetězu. Průměr se pak vypočítá ze vztahu

$$D = \sqrt{\left(\frac{p}{\sin(90^\circ/z)}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos(90^\circ/z)}\right)^2}, \quad (4.3)$$

kde  $p$  je rozteč řetězu [mm],

$d$  je jmenovitá tloušťka řetězu [mm],

$z$  je počet zubů kola [-].

### 4.3.1 Určení průměru hnaného řetězového kola

Průměr hnaného řetězového kola je určen ze vztahu (4.3),

kde  $z = 5$  - zvolen počet zubů,

$d = 8 \text{ mm}$  a  $p = 24 \text{ mm}$  jsou rozměry řetězu pro zavěšení břemene.

$$D_2 = \sqrt{\left(\frac{p}{\sin(90^\circ/z)}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos(90^\circ/z)}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{24}{\sin(90^\circ/5)}\right)^2 + \left(\frac{8}{\cos(90^\circ/5)}\right)^2} = 78,12 \text{ mm}$$

### 4.3.2 Určení průměru hnacího řetězového kola

Aby bylo možné vypočítat průměr hnacího řetězového kola, musí se určit převodový poměr šnekového převodu. Podle normy ČSN 01 4755 [16] byl zvolen převodový poměr  $u = 16$ . Průměr hnacího řetězového kola se pak určí ze vztahů

$$u = \frac{M_{KII}}{M_{KI} \cdot \eta_C}, \quad (4.4)$$

$$M_{KI} = F \cdot \frac{D_1}{2}, \quad M_{KII} = F_Q \cdot \frac{D_2}{2}.$$

Po dosazení a vyjádření průměru hnacího řetězového kola platí

$$D_1 = \frac{F_Q}{F \cdot \eta_C} \cdot \frac{D_2}{u}, \quad (4.5)$$

kde  $\eta_C = 0,55$  je zvolená celková účinnost kladkostroje.

Průměr hnacího řetězového kola pak vyjde

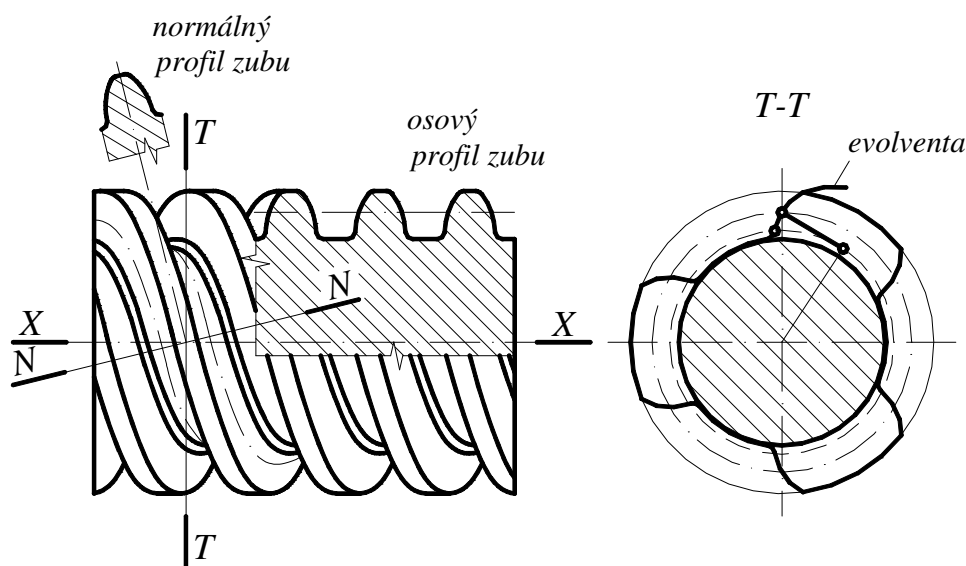
$$D_1 = \frac{F_Q}{F \cdot \eta_c} \cdot \frac{D_2}{u} = \frac{4905}{300 \cdot 0,55} \cdot \frac{78,12}{16} = 145,143 \text{ mm.}$$

Toto je však pouze teoretický průměr hnacího řetězového kola. Skutečný průměr se určí ze vztahu (4.3) po dosazení rozměrů řetězu pro ruční pohon a počtu zubů -  $z = 14$ .

$$D_1 = \sqrt{\left(\frac{p}{\sin(90^\circ/z)}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos(90^\circ/z)}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{16}{\sin(90^\circ/14)}\right)^2 + \left(\frac{4}{\cos(90^\circ/14)}\right)^2} = 142,959 \text{ mm}$$

#### 4.4 Volba velikosti šnekového soukolí

Je použito šnekové soukolí s válcovým šnekem a globoidním kolem. Křivka profilu zubu šneku (šnekového kola) v čelní rovině je evolventa (dle normy ČSN 01 4750 [15]). Proto je možno volit větší počet chodů šneku (v souvislosti s tím zvětšit úhel stoupání), čímž se zvyšuje účinnost šnekového soukolí.



Obr. 4.2 - Šnek s evolventním ozubením

rovina normální N-N; rovina čelní T-T; rovina osová X-X

##### 4.4.1 Určení počtu zubů šnekového soukolí

Počet zubů šneku  $z_1$  bývá 1 až 3 u soukolí jeřábů a výtahů, podle literatury [3].

Je zvolen počet zubů šnekového kola (počet chodů)  $z_1 = 3$ .

Počet zubů šnekového kola se určí pomocí převodového poměru

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (4.6)$$

Počet zubů šnekového kola pak je

$$z_2 = z_1 \cdot u = 3 \cdot 16 = 48. \quad (4.7)$$

#### 4.4.2 Volba modulu

Normální modul je možno určit z empirického vztahu, který je převzat a upraven z [4]

$$m_n = 4,309 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{KH} \cdot \cos \gamma}{y \cdot \sigma_{FP} \cdot \psi \cdot \varepsilon_\alpha \cdot z_2}}, \quad (4.8)$$

kde  $M_{KH}$  je krouticí moment na hnané hřídeli [N.m],  
 $\gamma$  je úhel stoupání šroubovice šneku, zvoleno  $\gamma = 15^\circ$ ,  
 $y$  je součinitel tvaru [-], určuje se podle ideálního počtu zubů šnekového kola  $z_{2f}$  [-],  
 $\sigma_{FP}$  je přípustné napětí v ohybu [MPa], určuje se z meze únavy v ohybu  $\sigma_{F \lim}$  [MPa],  
 $\psi$  je poměrná šířka ozubení, volí se v rozsahu 5 až 9 dle [4], zvoleno  $\psi = 7$ ,  
 $\varepsilon_\alpha$  je součinitel záběru, volí se v rozsahu 1,4 až 1,8 dle [4], zvoleno  $\varepsilon_\alpha = 1,6$ ,  
 $z_2$  je počet zubů šnekového kola [-].

Krouticí moment na hnané hřídeli se určí pomocí zatěžující síly  $F_Q$  působící na poloměru hnaného řetězového kola

$$M_{KH} = F_Q \cdot \frac{D_2}{2} = 4905 \cdot \frac{78,12}{2} = 191,589 \text{ N.m.}$$

Pro určení součinitele  $y$  je nutné vypočítat ideální počet zubů šnekového kola dle vztahu

$$z_{2f} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{48}{\cos^3 15^\circ} \doteq 53.$$

Dle tabulky v literatuře [4] (str. 288, 299; tab. 40) je určen součinitel  $y$  lineární interpolací:

$$y = y_0 + (z_{2f} - z_{2f0}) \cdot \frac{y_1 - y_0}{z_{2f1} - z_{2f0}} = 0,13 + (53 - 50) \cdot \frac{0,134 - 0,13}{60 - 50} = 0,1312$$

Přípustné napětí v ohybu  $\sigma_{FP}$  je určeno z meze únavy v ohybu pro materiál kola 42 2415,  $\sigma_{F \lim} = 70$  MPa dle [9] (str. 589; tab. 26), pomocí vztahu

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{F \lim} = 0,6 \cdot 70 = 42 \text{ MPa.}$$

Normální modul pak je

$$m_n = 4,309 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{KH} \cdot \cos \gamma}{y \cdot \sigma_{FP} \cdot \psi \cdot \varepsilon_\alpha \cdot z_2}} = 4,309 \cdot \sqrt[3]{\frac{191,589 \cdot \cos 15^\circ}{0,1312 \cdot 42 \cdot 7 \cdot 1,6 \cdot 48}} = 1,71 \text{ mm.}$$

Je zvolen modul  $m_n = 2,5$  mm z řady v ČSN 01 4755 [15].

#### 4.4.3 Výpočet rozměrů soukolí

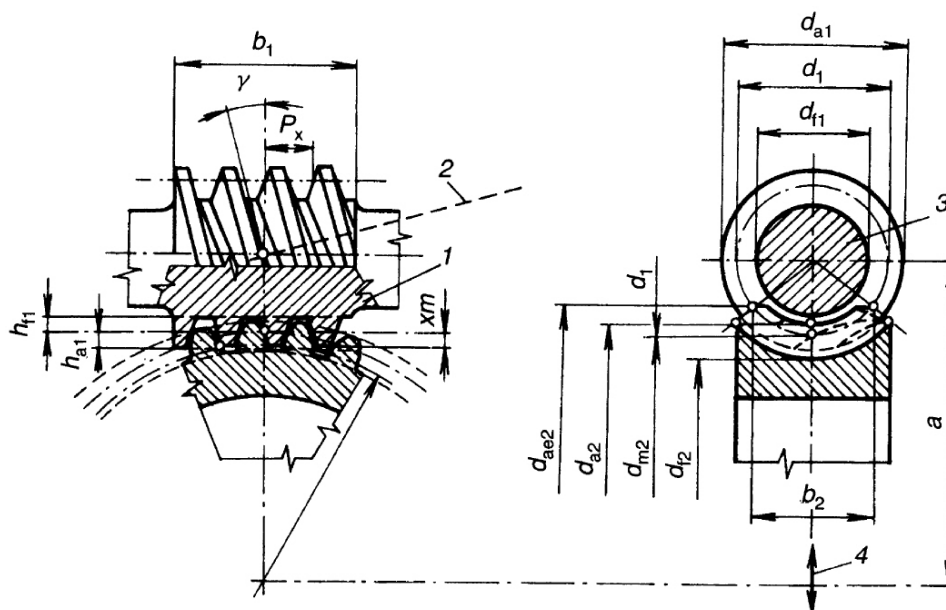
Parametry základního profilu dle normy ČSN 01 4756 [17]:

- $\alpha = 20^\circ$  - úhel profilu
- $h_a^* = 1$  - poměrná výška hlavy profilu
- $c^* = 0,25$  - poměrná hlavová vůle profilu
- $\rho_f^* = 0,38$  - poměrný radius zaoblení paty profilu



Tab. 4.1 - Vztahy pro výpočet rozměrů soukolí

<p>Průměr roztečného válce šneku</p> $d_1 = \frac{m_n}{\sin \gamma} \cdot z_1 = q \cdot m_n \quad (4.9)$ <p>kde <math>q</math> je součinitel průměru šneku [-], zvoleno na základě [5] a [9]</p>	<p>Průměr roztečné kružnice kola</p> $d_2 = \frac{m_n}{\cos \gamma} \cdot z_2 = m_x \cdot z_2 \quad (4.10)$
<p>Úhel stoupání šroubovice na roztečném válci šneku = úhel sklonu zubů šnekového kola</p> $\gamma = \arcsin\left(\frac{z_1}{q}\right) \quad (4.11)$	<p>Osový modul</p> $m_x = \frac{m_n}{\cos \gamma} \quad (4.12)$
<p>Průměr hlavového válce šneku</p> $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a^* \cdot m_x \quad (4.13)$	<p>Průměr hlavové kružnice kola</p> $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (h_a^* + x) \cdot m_x \quad (4.14)$
<p>Průměr patního válce šneku</p> $d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m_x \quad (4.15)$	<p>Průměr patní kružnice kola</p> $d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^* + c^* + x) \cdot m_x \quad (4.16)$
<p>Délka šneku</p> $b_1 = 2 \cdot m_x \cdot \sqrt{z_2 + 1} \quad (4.17)$	<p>Vnější průměr věnce kola</p> $d_{ae} = d_2 + 2 \cdot (1,5 + x) \cdot m_x \quad (4.18)$
<p>Osová vzdálenost (valivá)</p> $a_w = \frac{d_1 + d_{w2}}{2}$	<p>Valivý průměr kola</p> $d_{w2} = d_2 + 2 \cdot x \cdot m_x \quad (4.20)$



Obr. 4.3 - Rozměry šnekového soukolí [9]

*Určení jednotkové korekce šnekového kola pro dosažení celočíselné osové vzdálenosti:*

U šnekového soukolí se provádí korekce pouze u šnekového kola, korekce u šneku by byla výrobně složitá.

Nejprve je nutné vypočítat osovou vzdálenost:

$$d_1 = q \cdot m_n = 12,5 \cdot 2,5 = 31,25 \text{ mm}$$

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{z_1}{q}\right) = \arcsin\left(\frac{3}{12,5}\right) = 13,887^\circ$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \gamma} \cdot z_2 = \frac{2,5}{\cos 13,887^\circ} \cdot 48 = 123,613 \text{ mm}$$

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{31,25 + 123,613}{2} = 77,432 \text{ mm} \rightarrow \text{zvoleno } a_w = 78 \text{ mm}$$

Po určení osové vzdálenosti (valivé) je možno vypočítat jednotkovou korekci kola:

$$a_w = \frac{d_1 + d_{w2}}{2} \rightarrow d_{w2} = 2 \cdot a_w - d_1 = 2 \cdot 78 - 31,25 = 124,75 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} d_{w2} &= d_2 + 2 \cdot x \cdot m_x = d_2 + 2 \cdot x \cdot \frac{m_n}{\cos \gamma} \rightarrow x = (d_{w2} - d_2) \cdot \frac{\cos \gamma}{2 \cdot m_n} = \\ &= (124,75 - 123,613) \cdot \frac{\cos 13,887^\circ}{2 \cdot 2,5} = 0,221 \end{aligned}$$

Tab. 4.2 - Rozměry šnekového soukolí

rozměr			šnek	kolo
počet zubů	$z$	[-]	3	48
modul normální	$m_n$	[mm]	2,500	
modul osový	$m_x$	[mm]	2,575	
úhel záběru	$\alpha$	[°]	20	
úhel sklonu zubů	$\gamma$	[°]	13,887	
pr. roztečné/ho kružnice/válce	$d$	[mm]	31,250	123,613
pr. hlavové/ho kružnice/válce	$d_a$	[mm]	36,401	129,902
pr. patní/ho kružnice/válce	$d_f$	[mm]	24,812	116,037
pr. valivé kružnice	$d_w$	[mm]	-	124,751
vnější pr. věnce kola	$d_{ae}$	[mm]	-	132,447
délka šneku	$b_1$	[mm]	45,067	-
osová vzdálenost (valivá)	$a_w$	[mm]	78	

## 4.5 Silové poměry

### 4.5.1 Určení účinnosti šnekového soukolí

Účinnost ozubení šnekového soukolí se určí ze vztahu

$$\eta_{oz} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}, \quad (4.21)$$

kde  $\varphi'$  je třecí úhel [°], závisí na koeficientu tření.

Třecí úhel se vypočítá pomocí vzorce

$$\varphi' = \operatorname{arctg}\left(\frac{f}{\cos \alpha}\right), \quad (4.22)$$

kde  $f = (0,06 \div 0,1)$  je koeficient tření mezi zuby šneku a šnekového kola dle [5] (str. 165) pro třecí dvojici ocel (šnek) - litina (kolo) - zvoleno  $f = 0,1$ .

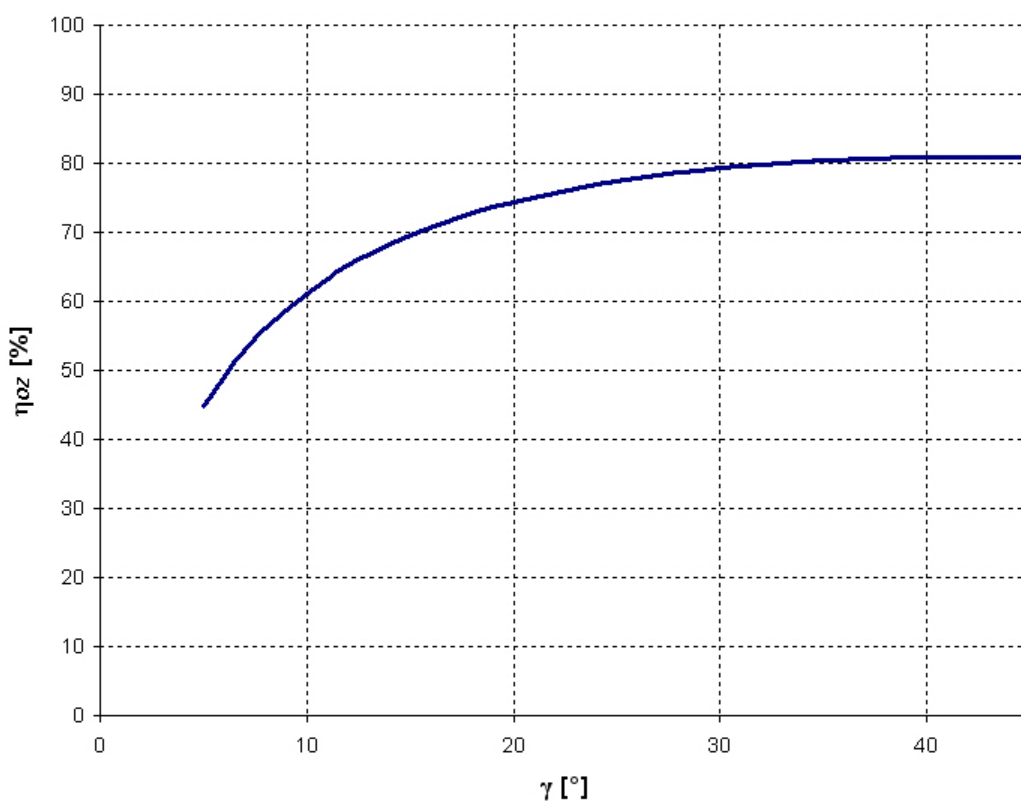
Třecí úhel pak vyjde:

$$\varphi' = \operatorname{arctg}\left(\frac{f}{\cos \alpha}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,1}{\cos 20^\circ}\right) = 6,074^\circ$$

$\varphi' < \gamma$  ... soukolí je nesamosvorné

Po dosazení do vztahu (4.21) účinnost ozubení vyjde:

$$\eta_{oz} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg} 13,887^\circ}{\operatorname{tg}(13,887^\circ + 6,074^\circ)} = 0,681$$



Obr. 4.4 - Závislost účinnosti ozubení na úhlu stoupání šroubovice šneku ( $f = 0,1$ )

#### 4.5.2 Celková účinnost kladkostroje

Do celkové účinnosti kladkostroje se promítne účinnost ozubení šnekového soukolí, dále pak účinnost kluzných ložisek použitých pro uložení hřídele i šnekového a hnaného řetězového kola a v neposlední řadě i účinnost řetězových kol (hnaného i hnacího). Celková účinnost je pak násobkem jednotlivých účinností. Vztah má pak tvar

$$\eta_C = \eta_{LOŽ}^2 \cdot \eta_{ŘK}^2 \cdot \eta_{OZ}, \quad (4.23)$$

kde  $\eta_{LOŽ} = 0,97$  je účinnost jednoho páru kluzných ložisek dle [6] (str. 915),

$\eta_{ŘK} = (0,93 \div 0,94)$  je účinnost řetězových kol dle [1] (str. 92) - zvoleno  $\eta_{ŘK} = 0,94$ .

Celková účinnost kladkostroje je pak

$$\eta_C = \eta_{LOŽ}^2 \cdot \eta_{ŘK}^2 \cdot \eta_{OZ} = 0,97^2 \cdot 0,94^2 \cdot 0,681 = 0,566.$$

#### 4.5.3 Krouticí momenty

Musí být rozeznány tři situace. A sice když je břemeno zdviháno, břemeno je zavěšeno v určité výšce a když je břemeno spouštěno. Krouticí momenty jsou určeny pro maximální zatížení kladkostroje.

*Zdvihání břemene*

Při zdvihání břemene je hnací šnek a hnané je šnekové kolo. Krouticí momenty se pak určí:

$$M_{KI\uparrow} = F \cdot \frac{D_1}{2} \cdot \eta_{LOŽ} \cdot \eta_{ŘK} = 300 \cdot \frac{142,959}{2} \cdot 0,97 \cdot 0,94 = 19,552 \text{ N.m} \quad (4.24)$$

$$M_{KII\uparrow} = M_{KI\uparrow} \cdot u \cdot \eta_{OZ} \cdot \eta_{LOŽ} \cdot \eta_{ŘK} = 19,552 \cdot 16 \cdot 0,681 \cdot 0,97 \cdot 0,94 = 194,248 \text{ N.m} \quad (4.25)$$

*Zavěšené břemeno*

V situaci, kdy je břemeno zavěšeno v určité výšce, se stává ze šnekového kola člen hnací a šnek je hnaný. Krouticí momenty se pak určí:

$$M_{KII\leftarrow} = F_Q \cdot \frac{D_2}{2} \cdot \eta_{LOŽ} \cdot \eta_{ŘK} = 4905 \cdot \frac{78,12}{2} \cdot 0,97 \cdot 0,94 = 174,691 \text{ N.m} \quad (4.26)$$

$$M_{KI\leftarrow} = \frac{M_{KII\leftarrow}}{u \cdot \eta_{OZ} \cdot \eta_{LOŽ} \cdot \eta_{ŘK}} = \frac{185,691}{16 \cdot 0,681 \cdot 0,97 \cdot 0,94} = 17,583 \text{ N.m} \quad (4.27)$$

*Spouštění břemene*

Při spouštění břemene je překonáván třecí moment na brzdě. K určení potřebného krouticího momentu, aby došlo k překonání třecího momentu na brzdě, je jeho velikost vynásobena konstantou  $k = 1,1$ . Třecí moment na brzdě je určen v následující kapitole ze vztahu (4.35). Krouticí momenty pak jsou:

$$M_{KI\downarrow} = M_U \cdot k = 20,840 \cdot 1,1 = 22,924 \text{ N.m} \quad (2.28)$$

$$M_{KII\downarrow} = M_{KI\downarrow} \cdot u \cdot \eta_{OZ} \cdot \eta_{LOŽ} \cdot \eta_{ŘK} = 22,924 \cdot 16 \cdot 0,681 \cdot 0,97 \cdot 0,94 = 227,749 \text{ N.m} \quad (2.29)$$

#### 4.5.4 Síly v šnekovém soukolí

Obvodová síla šneku = osová síla kola

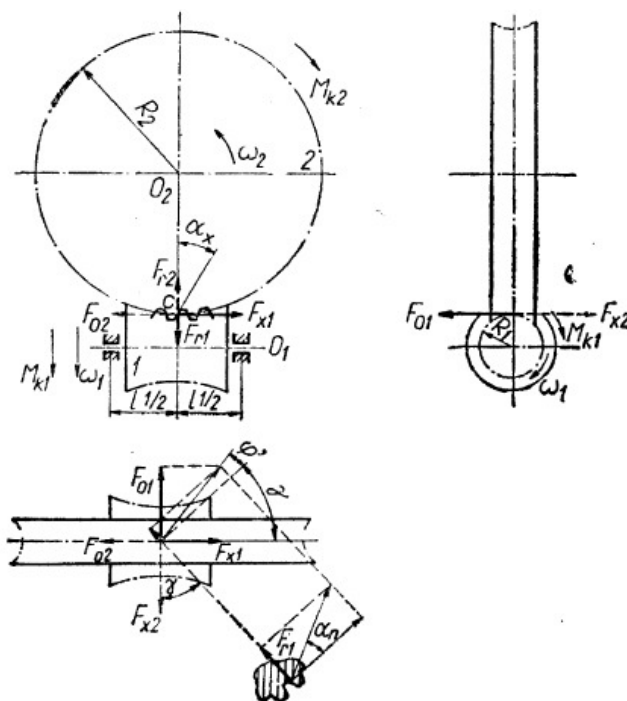
$$F_{O1} = F_{x2} = \frac{2 \cdot M_{K1}}{d_1} \quad (4.30)$$

Obvodová síla kola = osová síla šneku

$$F_{O2} = F_{x1} = \frac{F_{O1}}{\tan(\gamma + \varphi')} \quad (4.31)$$

Radiální síla kola = radiální síla šneku

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{O2} \cdot \frac{\tan \alpha \cdot \cos \varphi'}{\cos(\gamma + \varphi')} \quad (4.32)$$



Obr. 4.5 - Působení sil ve šnekovém soukolí [6]

Tab. 4.3 - Síly ve šnekovém soukolí

	$F_{O1} = F_{x2}$ [N]	$F_{O2} = F_{x1}$ [N]	$F_{r2} = F_{r1}$ [N]	$F$ [N]
zvedání břemene	1251	3444	1326	300
zavěšené břemeno	1125	3098	1193	0
spouštění břemene	1467	4039	1555	47

## 4.6 Výpočet třecí brzdy

### 4.6.1 Určení poloměru brzdy

Pro zabrzdění břemene musí být splněna podmínka (dle literatury [1])

$$\frac{f}{\sin \beta} \cdot R = k \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'), \quad (4.33)$$

kde  $\beta = 20 \div 28^\circ$  je poloviční vrcholový úhel kužele brzdy dle [1] (str. 224) - zvolena  $\beta = 22^\circ$ ,

$R$  je střední poloměr kužele brzdy,

$k = 1,2 \div 1,5$  je součinitel bezpečnosti dle [1] (str. 223) - zvoleno  $k = 1,2$ ,

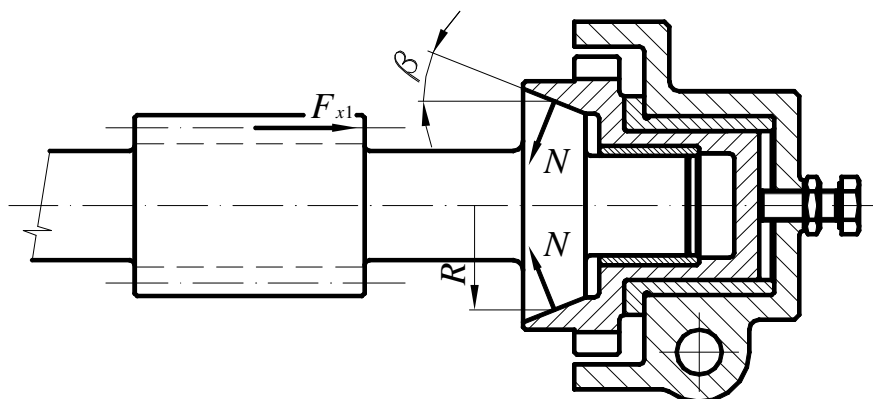
$f = 0,1 \div 0,15$  je koeficient tření na styčných plochách brzdy dle [1] (str. 223) - zvoleno  $f = 0,12$ .

Střední poloměr třecí brzdy se tedy vypočte ze vztahu

$$R = k \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \cdot \frac{\sin \beta}{f}. \quad (4.34)$$

Po dosazení vyjde střední poloměr třecí brzdy

$$R = k \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \cdot \frac{\sin \beta}{f} = 1,2 \cdot \frac{31,25}{2} \cdot \operatorname{tg}(13,887^\circ + 6,074^\circ) \cdot \frac{\sin 22^\circ}{0,12} \doteq 21 \text{ mm.}$$



Obr. 4.6 - Třecí kuželová brzda

### 4.6.2 Výpočet třecího momentu brzdy

Třecí (brzdňý) moment vyvozený na brzdě se určí ze vztahu

$$M_U = F_{x1} \cdot \frac{f}{\sin \beta} \cdot R, \quad (4.35)$$

kde za  $F_{x1}$  se dosadí hodnota pro situaci, kdy je břemeno zavěšeno na háku (viz tab. 4.3).

Po dosazení vyjde třecí moment na brzdě

$$M_U = F_{x1} \cdot \frac{f}{\sin \beta} \cdot R = 3098 \cdot \frac{0,12}{\sin 22^\circ} \cdot 21 = 20,840 \text{ N.m} > M_{Kl\leftarrow} - \text{vyhovuje.}$$

### 4.6.3 Kontrola měrného tlaku

Měrný tlak mezi třecími plochami se vypočítá pomocí vzorce (dle [1])

$$p = \frac{F_{o2}}{\pi \cdot (R_{\max}^2 - R_{\min}^2)} \leq p_D, \quad (4.36)$$

kde  $p_D = 3 \div 5 \text{ MPa}$  je dovolený měrný tlak dle [1] (str. 224),

$R_{\max}$  a  $R_{\min}$  je maximální a minimální poloměr kužele brzdy.

Měrný tlak pak vyjde

$$p = \frac{F_{o2}}{\pi \cdot (R_{\max}^2 - R_{\min}^2)} = \frac{3098}{\pi \cdot (23,5^2 - 18,5^2)} = 4,7 \text{ MPa} \leq p_D - \text{vyhovuje.}$$

## 4.7 Výpočet rohatky

### 4.7.1 Určení rozměrů rohatky

Pro určení základních rozměrů rohatky je nutné zvolit modul ozubení - je volen  $m = 5 \text{ mm}$ . Základní rozměry rohatky se určí podle následujících vztahů dle literatury [1].

Vnější poloměr rohatky:

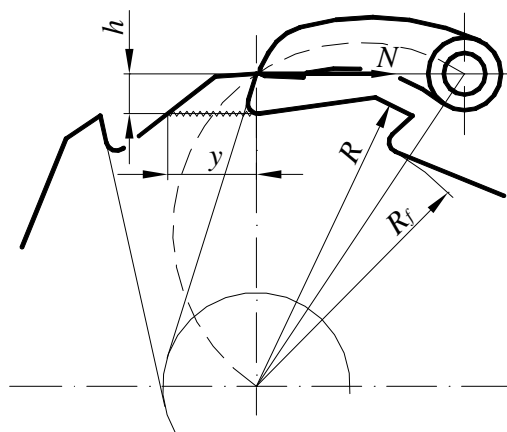
$$R = \frac{m \cdot z}{2} = \frac{5 \cdot 12}{2} = 30 \text{ mm} \quad (4.37)$$

Výška zubu rohatky:

$$h = 0,75 \cdot m = 0,75 \cdot 5 = 3,75 \text{ mm} \quad (4.38)$$

Vnitřní poloměr rohatky:

$$R_f = R - h = 30 - 3,75 = 26,25 \text{ mm} \quad (4.39)$$



Obr. 4.7 - Rohatka se západkou

Další rozměry jsou konstrukčně voleny.

#### 4.7.2 Pevnostní kontrola rohatky

Zachytí-li se západka za zub rohatky, působí na rohatku normální síla  $N$ , kterou je možno určit z třecího momentu brzdy, je to maximální moment, kterým je rohatka jako součást třecí brzdy namáhána. Síla  $N$  se pak učí ze vztorce

$$N = \frac{M_u}{R}. \quad (4.40)$$

Síla  $N$  pak vyjde

$$N = \frac{M_u}{R} = \frac{20,840 \cdot 10^3}{30} = 695 \text{ N}.$$

*Kontrola zubu rohatky na ohyb*

Zuby rohatky se počítají na ohyb, jako by síla působila na vrcholu zubu. Pak ohybové namáhání se určí ze vztahu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{do}, \quad (4.41)$$

$$M_o = N \cdot h, \quad W_o = \frac{1}{6} \cdot b \cdot y^2.$$

Po dosazení a upravení platí

$$\sigma_o = \frac{6 \cdot N \cdot h}{b \cdot y^2} \leq \sigma_{do}, \quad (4.42)$$

kde  $b = 9 \text{ mm}$  je šířka zubu rohatky,

$y = 8,67 \text{ mm}$  je délka nebezpečného průřezu,

$\sigma_{do} = 40 \div 60 \text{ MPa}$  je dovolené ohyb. namáhání zubu rohatky z ocele dle [1] (str.197).

Ohybové namáhání zubu rohatky pak je

$$\sigma_o = \frac{6 \cdot N \cdot h}{b \cdot y^2} = \frac{6 \cdot 695 \cdot 3,75}{9 \cdot 8,67^2} = 24 \text{ MPa} \leq \sigma_{do} - \text{vyhovuje}.$$

*Kontrola měrného tlaku mezi západkou a zubem rohatky*

Při dosedání západky do zubové mezery rohatky vznikají rázy. Nemá-li se materiál rohatky a západky vymačkávat, musí se zkontrolovat měrný tlak mezi západkou a zubem rohatky. Měrný tlak na 1 mm šířky se pak určí pomocí vztahu

$$p = \frac{N}{b} \leq p_D, \quad (4.43)$$

kde  $p_D = 150 \div 290 \text{ N.mm}^{-1}$  je dovol. měrný tlak na 1 mm šířky pro ocel dle [1] (str. 197).

Měrný tlak vyjde

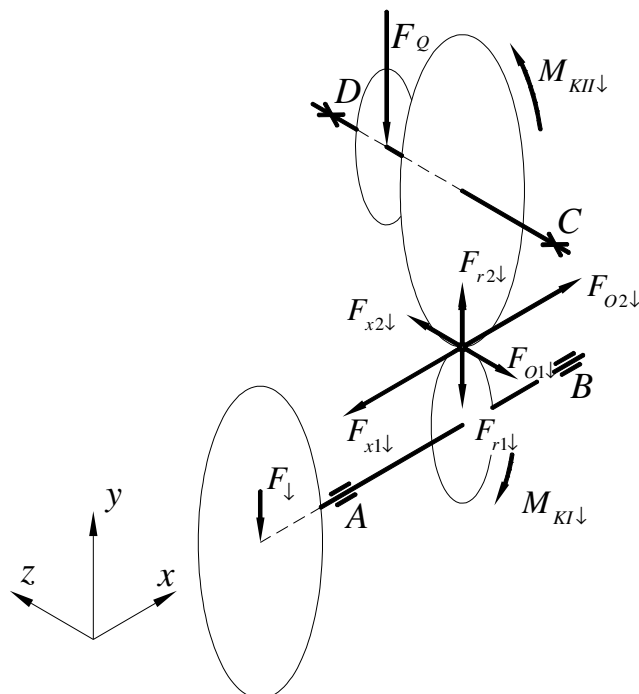
$$p = \frac{N}{b} = \frac{695}{9} = 78 \text{ N.mm}^{-1} \leq p_D - \text{vyhovuje}.$$



## 4.8 Pevnostní kontrola hřídele a osy

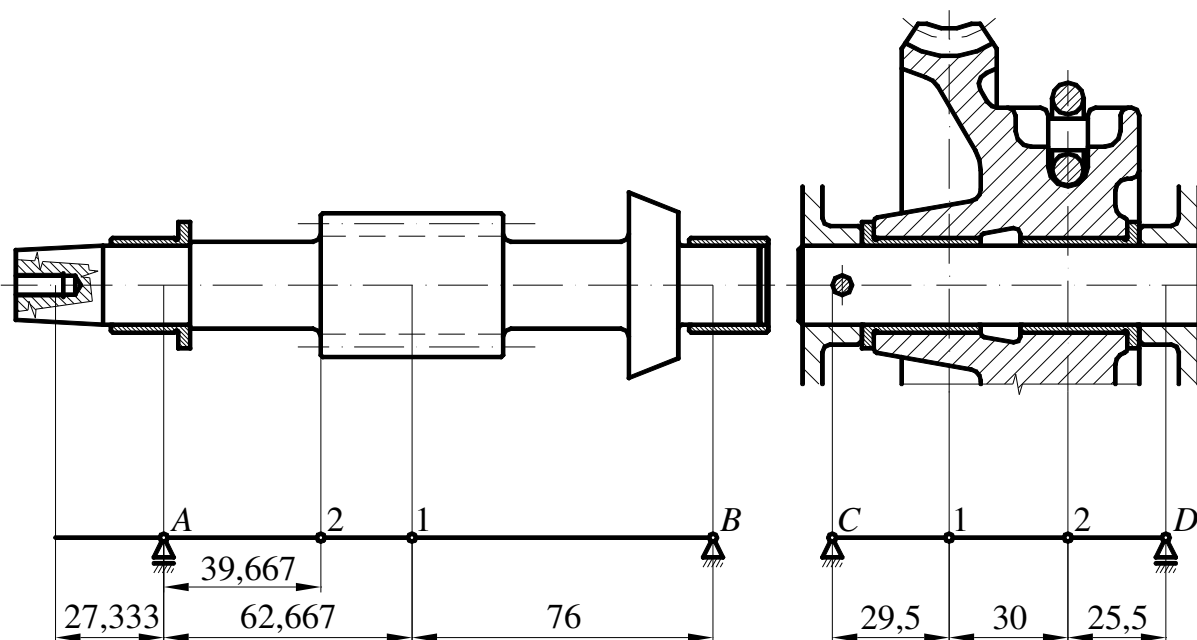
### 4.8.1 Zatížení hřídele a osy

Z kapitoly 4.5.3 je patrné, že k největšímu namáhání hřídele a osy dochází při spouštění břemene. Proto je kontrola provedena právě pro tento případ.



Obr. 4.8 - 3D model zatížení hřídele a osy

### 4.8.2 Výpočtové modely hřídele a osy



Obr. 4.9 - Výpočtové modely hřídele a osy

Zobrazení zatížení hřídele a osy v jednotlivých rovinách - viz příloha BP - I a BP - II.

### 4.8.3 Mechanické vlastnosti hřídele a osy

Materiál hřídele: 14 220  $\rightarrow R_e = 590 \text{ MPa}$ ,  $R_m = 785 \text{ MPa}$  dle [9] (str. 227),

$$\sigma_{CO} = 0,49 \cdot R_m = 0,49 \cdot 785 = 385 \text{ MPa dle [8] (str. 15).}$$

Materiál osy: 11 523  $\rightarrow R_e = 284 \text{ MPa}$ ,  $R_m = 554 \text{ MPa}$  dle [9] (str. 223).

### 4.8.4 Určení reakcí a ohybových momentů

*Hřídel:*

rovina y-x:

$$\sum M_{iA} = 0$$

$$-F \cdot 27,333 + F_{r1} \cdot 62,667 - R_{By} \cdot (62,667 + 76) - F_{x1} \cdot d_1 / 2 = 0 \quad (4.44)$$

$$R_{By} = \frac{-F \cdot 27,333 + F_{r1} \cdot 62,667 - F_{x1} \cdot d_1 / 2}{62,667 + 76} =$$

$$= \frac{-47 \cdot 27,333 + 1555 \cdot 62,667 - 4039 \cdot 31,25 / 2}{62,667 + 76} = 238 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = 0$$

$$-F + R_{Ay} - F_{r1} + R_{By} = 0 \quad (4.46)$$

$$R_{Ay} = F + F_{r1} - R_{By} = 47 + 1555 - 238 = 1364 \text{ N} \quad (4.47)$$

$$\sum F_{ix} = 0$$

$$F_{x1} - R_{Bx} = 0 \quad (4.48)$$

$$R_{Ax} = F_{x1} = 4039 \text{ N} \quad (4.49)$$

$$M_{O_{Ay}} = -F \cdot 26,333 = -49 \cdot 27,333 = -1,285 \text{ N.m} \quad (4.50)$$

$$M_{O_{1yL}} = -F \cdot (27,333 + 62,667) + R_{Ay} \cdot 62,667 =$$

$$= -47 \cdot (27,333 + 62,667) + 1364 \cdot 62,667 = 81,248 \text{ N.m} \quad (4.51)$$

$$M_{O_{1yP}} = -F \cdot (27,333 + 62,667) + R_{Ay} \cdot 62,667 - F_{x1} \cdot d_1 / 2 =$$

$$= -47 \cdot (27,333 + 62,667) + 1364 \cdot 62,667 - 4039 \cdot 31,25 / 2 = 18,138 \text{ N.m} \quad (4.52)$$

$$M_{O_{2y}} = -F \cdot (27,333 + 39,667) + R_{Ay} \cdot 39,667 =$$

$$= -47 \cdot (27,333 + 39,667) + 1364 \cdot 39,667 = 50,957 \text{ N.m} \quad (4.53)$$

rovina z-x:

$$\sum M_{iA} = 0$$

$$F_{O1} \cdot 62,667 - R_{Bz} \cdot (62,667 + 76) = 0 \quad (4.54)$$

$$R_{Bz} = \frac{F_{O1} \cdot 62,667}{62,667 + 76} = \frac{1467 \cdot 62,667}{62,667 + 76} = 663 \text{ N} \quad (4.55)$$

$$\sum F_{iy} = 0$$

$$R_{Az} - F_{O1} + R_{Bz} = 0 \quad (4.56)$$

$$R_{Az} = F_{O1} - R_{Bz} = 1467 - 663 = 804 \text{ N} \quad (4.57)$$

$$M_{O1z} = R_{Az} \cdot 62,667 = 804 \cdot 62,667 = 50,384 \text{ N.m} \quad (4.58)$$

$$M_{O2z} = R_{Az} \cdot 39,667 = 804 \cdot 39,667 = 31,892 \text{ N.m} \quad (4.59)$$

*Osa:*

rovina x-z:

$$\sum M_{iC} = 0$$

$$-F_{O2} \cdot 29,5 + R_{Dx} \cdot (29,5 + 30 + 25,5) = 0 \quad (4.60)$$

$$R_{Dx} = \frac{F_{O2} \cdot 29,5}{29,5 + 30 + 25,5} = \frac{4039 \cdot 29,5}{29,5 + 30 + 25,5} = 1402 \text{ N} \quad (4.61)$$

$$\sum F_{ix} = 0$$

$$-R_{Cx} + F_{O2} - R_{Dx} = 0 \quad (4.62)$$

$$R_{Cx} = F_{O2} - R_{Dx} = 4039 - 1402 = 2637 \text{ N} \quad (4.63)$$

$$M_{O1x} = -R_{Cx} \cdot 29,5 = 2637 \cdot 29,5 = -77,792 \text{ N.m} \quad (4.64)$$

$$M_{O2x} = -R_{Cx} \cdot (29,5 + 30) + F_{O2} \cdot 30 = 2637 \cdot (29,5 + 30) + 4039 \cdot 30 = -35,732 \text{ N.m} \quad (4.65)$$

rovina y-z:

$$\sum M_{iC} = 0$$

$$-F_{r2} \cdot 29,5 - F_{x2} \cdot d_2 / 2 + F_Q \cdot (29,5 + 30) - R_{Dy} \cdot (29,5 + 30 + 25,5) = 0 \quad (4.66)$$

$$R_{Dy} = \frac{-F_{r2} \cdot 29,5 - F_{x2} \cdot d_2 / 2 + F_Q \cdot (29,5 + 30)}{29,5 + 30 + 25,5} =$$

$$= \frac{-1555 \cdot 29,5 - 1467 \cdot 123,613 / 2 + 4905 \cdot (29,5 + 30)}{29,5 + 30 + 25,5} = 1827 \text{ N} \quad (4.67)$$

$$\sum F_{iy} = 0$$

$$R_{Cy} + F_{r2} - F_Q + R_{Dy} = 0 \quad (4.68)$$

$$R_{Cy} = -F_{r2} + F_Q - R_{Dy} = -1555 + 4905 - 1827 = 1523 \text{ N} \quad (4.69)$$

$$\sum F_{iz} = 0$$

$$R_{Cz} - F_{x2} = 0 \quad (4.70)$$

$$R_{Cz} = F_{x2} = 1467 \text{ N} \quad (4.71)$$

$$M_{O1yL} = R_{Cy} \cdot 29,5 = 1523 \cdot 29,5 = 44,929 \text{ N.m} \quad (4.72)$$

$$M_{O1yP} = R_{Cy} \cdot 29,5 - F_{x2} \cdot d_2 / 2 = 1523 \cdot 29,5 - 1467 \cdot 123,613 / 2 = -45,742 \text{ N.m} \quad (4.73)$$

$$M_{O2y} = R_{Cy} \cdot (29,5 + 30) - F_{r2} \cdot 30 - F_{x2} \cdot d_2 / 2 =$$

$$= 1523 \cdot (29,5 + 30) - 1555 \cdot 30 - 1467 \cdot 123,613 / 2 = 46,598 \text{ N.m} \quad (4.74)$$

#### 4.8.5 Statická kontrola hřídele a osy

Aby bylo možno vypočítat ohybové napětí je nutno určit výsledný ohybový moment a průřezový modul v ohybu. Hřídel je namáhána také krutem od krouticího momentu  $M_{K\downarrow}$ .

Výsledný ohybový moment se určí geometrickým součtem ohybových momentů v jednotlivých rovinách

$$M_{oi} = \sqrt{M_{oiy}^2 + M_{oiz}^2} \text{ - pro hřídel,} \quad (4.75)$$

$$M_{oi} = \sqrt{M_{oix}^2 + M_{oiy}^2} \text{ - pro osu.} \quad (4.76)$$

Průřezový modul v ohybu (v krutu) pro kruhový průřez se určí pomocí vzorce

$$W_{oi} = \frac{\pi}{32} \cdot d_i^3, \quad W_{Ki} = \frac{\pi}{16} \cdot d_i^3$$

Ohybové napětí pak je

$$\sigma_{oi} = \frac{M_{oi}}{W_{oi}}. \quad (4.77)$$

Namáhání krutem pak je

$$\tau_{Ki} = \frac{M_{Ki}}{W_{Ki}}. \quad (4.78)$$

Součinitel statické bezpečnosti se vypočítá pomocí vztahu

$$k_{Si} = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_{oi} \cdot \alpha_{\sigma_i})^2 + 3 \cdot (\tau_{Ki} \cdot \alpha_{\tau_i})^2}} \geq 1,5, \quad (4.79)$$

kde  $\alpha_{\sigma_i}$  je součinitel koncentrace napětí pro ohyb [-],

$\alpha_{\tau_i}$  je součinitel koncentrace napětí pro krut [-].

U hřídele se určuje součinitel statické bezpečnosti ve smyku se pomocí vztahu

$$k_{\tau i} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{Ki}} \geq 1,5. \quad (4.80)$$

Tab. 4.4 - Přehled hodnot statické kontroly

	krit. místo	$M_o$ [N.m]	$M_K$ [N.m]	$W_o$ [mm <sup>3</sup> ]	$W_K$ [mm <sup>3</sup> ]	$\alpha_\sigma$ [-]	$\alpha_\tau$ [-]	$\sigma_o$ [MPa]	$\tau_K$ [MPa]	$k_s$ [-]	$k_\tau$ [-]
hřídel	1	95,602	22,924	1500	3000	2,231 <sup>1)</sup>	1,716 <sup>3)</sup>	64	8	2,869	42,554
	2	60,114	22,924	1045	2090	2,5 <sup>2)</sup>	1,6 <sup>2)</sup>	58	11	3,982	30,948
osa	1	90,244	-	785	-	-	-	115	-	2,47	-
	2	58,721	-	785	-	-	-	75	-	3,787	-

<sup>1)</sup> určeno dle [7], (str. 53); <sup>2)</sup> určeno dle [9] (str. 49); <sup>3)</sup> zvoleno pomocí  $\alpha_{\sigma_1}$

#### 4.8.6 Dynamická kontrola hřídele

Pro dynamickou kontrolu je nutno nejdříve určit mez únavy skutečné součásti v souměrně střídavém cyklu v ohybu. A to pro oba kritické průřezy (obr. 4.9). Určí se ze vztahu

$$\sigma_{COi}^{\times} = \sigma_{CO} \cdot \frac{\nu_{\sigma i} \cdot \eta_{Pi}}{\beta_{\sigma i}}, \quad (4.81)$$

kde  $\sigma_{CO}$  je mez únavy zkušeb. vzorku při střídavém cyklu v ohybu [MPa] (viz kap. 4.8.3),  
 $\nu_{\sigma i}$  je součinitel velikosti součásti [-], dle [9] (str. 51),  
 $\eta_{Pi}$  je součinitel jakosti povrchu [-], dle [7] (str. 48; obr. 1.32),  
 $\beta_{\sigma i}$  je vrubový součinitel [-].

Vrubový součinitel (dle Neubergera) se vypočítá pomocí vzorce

$$\beta_{\sigma i} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma i} - 1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{R_i}}}, \quad (4.82)$$

kde  $\sqrt{a} = 0,277 \text{ mm}^{-1/2}$  je Neubergerova konstanta dle [7] (str. 51; tab. 1.6),  
 $R_i$  je poloměr vrubu [mm].

Součinitel dynamické bezpečnosti se vypočítá pomocí vztahu

$$k_{\sigma i} = \frac{\sigma_{COi}^{\times}}{\sigma_{oi}} \geq 1,8, \quad (4.83)$$

kde  $\sigma_{oi}$  je amplituda ohybového napětí [MPa].

Výslednou bezpečnost je pak možno určit pomocí vzorce

$$k_{vi} = \frac{k_{\sigma i} \cdot k_{\tau i}}{\sqrt{k_{\sigma i}^2 + k_{\tau i}^2}} \geq 1,1; \quad (4.84)$$

Tab. 4.5 - Přehled hodnot dynamické kontroly

krit. místo	$\nu_{\sigma}$ [-]	$\eta_P$ [-]	$R$ [mm]	$\beta_{\sigma}$ [-]	$\sigma_{CO}^{\times}$ [MPa]	$k_{\sigma}$ [-]	$k_v$ [-]
1	0,75	0,89	0,979	1,962	131	2,047	2,045
2	0,85	0,85	2	2,254	123	2,121	2,116

#### 4.9 Kontrola spojení hnacího hřídele s řetězovým kolem

K přenosu krouticího momentu z řetězového kola na hnací hřídel je použito spojení sevřením na kuželové ploše. Nejprve se musí určit potřebný dotykový tlak k přenesení krouticího momentu. Ten se určí ze vztahu

$$p = \frac{2 \cdot k \cdot M_K \cdot \cos \alpha}{\pi \cdot d_s^2 \cdot l \cdot f} \leq p_D, \quad (4.85)$$

kde  $k \geq 1,2$  je bezpečnost přenosu krouticího momentu dle [7] (str. 128) - voleno  $k = 1,3$ ,  
 $M_K = M_{KI\uparrow}$  je přenášený krouticí moment [N.m],

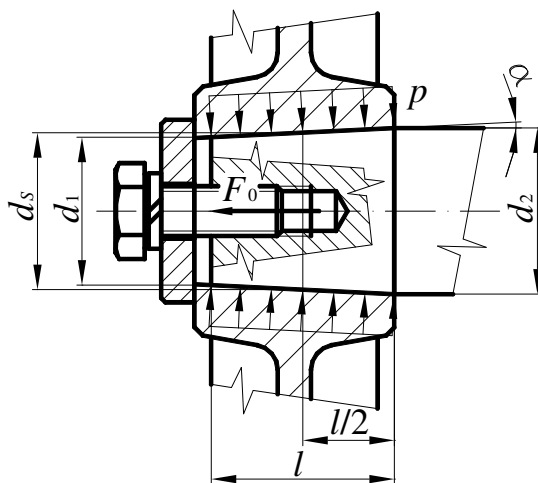
$\alpha = 2,862^\circ$  je poloviční vrcholový úhel kuželové plochy,  
 $d_s$  je střední průměr dotykové kuželové plochy [mm],  
 $l = 22$  mm je délka dotykové plochy,  
 $f = 0,1$  je koeficient smykového tření,  
 $p_D = 40 \div 60$  MPa je dovolený dotykový tlak pro litinový náboj dle [7] (str.124).

Střední průměr dotykové kuželové plochy se určí jako aritmetický průměr max. a min. průměru kuželové plochy:

$$d_s = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{17,8 + 20}{2} = 18,9 \text{ mm.}$$

Dotykový tlak pak je

$$p = \frac{2 \cdot k \cdot M_{kl} \cdot \cos \alpha}{\pi \cdot d_s^2 \cdot l \cdot f} = \frac{2 \cdot 1,3 \cdot 19,552 \cdot 10^3 \cdot \cos 2,862^\circ}{\pi \cdot 18,9^2 \cdot 22 \cdot 0,1} = 21 \text{ MPa} \leq p_D - \text{vyhovuje}$$



Obr. 4.10 - Spojení vzepřením na kuželové ploše

Osová síla ve šroubu se určí ze vztahu

$$F_0 = p \cdot \pi \cdot d_s \cdot l \cdot (\operatorname{tg} \alpha + f) = 21 \cdot \pi \cdot 18,9 \cdot 22 \cdot (\operatorname{tg} 2,862^\circ + 0,1) = 4115 \text{ N.} \quad (4.86)$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos(\alpha/2)} = \operatorname{arctg} \frac{0,15}{\cos(60^\circ/2)} = 9,826^\circ \dots \text{třecí úhel na závitu šroubu}$$

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{1}{\pi \cdot 5,35} = 3,405^\circ \dots \text{úhel stoupání závitu šroubu}$$

Třecí moment na závitu šroubu:

$$M_{TZ} = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot d_2 / 2 = 4115 \cdot \operatorname{tg}(3,405^\circ + 9,826^\circ) \cdot 5,35 / 2 = 2,588 \text{ N.m} \quad (4.87)$$

Třecí moment pod hlavou šroubu

$$M_{TM} = F_0 \cdot f_M \cdot \frac{D_d + d_w}{4} = 4115 \cdot 0,15 \cdot \frac{6,1 + 8,88}{4} = 2,312 \text{ N.m} \quad (4.88)$$

Potřebný utahovací moment šroubu se určí pomocí vztahu

$$M_U = M_{TZ} + M_{TM} = 2,588 + 2,312 = 4,9 \text{ N.m.} \quad (4.89)$$

## 5 ZÁVĚR

Výsledkem této bakalářské práce je konstrukce šroubového kladkostroje s nosností 500 kg. Kladkostroj má zdvih 3 m. Pro zdvižení nebo spuštění břemena o 1 m je zapotřebí odvinout přibližně 30 m ovládacího řetězu. Celková hmotnost kladkostroje je 18,8 kg, přičemž další metr zdvihu by hmotnost zvýšil o 2 kg. Celková účinnost kladkostroje je 56,6 %.

Při zdvihání břemene o maximální hmotnosti je zapotřebí na ovládací řetěz působit silou 300 N. Tato síla je přímoúměrná zatížení kladkostroje, tzn. při např. polovičním zatížení je možno působit poloviční silou na ovládací řetěz. Při použití nesamosvorného šnekového soukolí zabraňuje samovolnému spuštění břemene samočinná třecí brzda s rohatkou. Při spouštění je ovládací síla daleko nižší. Pro spouštění břemene o maximální hmotnosti je ovládací síla pouze 47 N.

K největšímu zatížení hřídele a osy dochází při spouštění břemene o maximální hmotnosti. Pro toto zatížení byla provedena pevnostní kontrola. Hřídel i osa vyhovují. Pevnostní kontrola ostatních součástí rovněž ukázala, že jsou navrženy správně.

Závěrem bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Milanu Výtiskovi za odborné rady a věcné připomínky při řešení konstrukce kladkostroje i následných výpočtech.

*Příloha obsahuje:*

- Sestavný výkres kladkostroje: BP - 00,
- Výrobní výkres rohatky: BP - 07,
- Zatížení hřídele - průběhy posouvajících sil a ohybových momentů: BP - I,
- Zatížení osy - průběhy posouvajících sil a ohybových momentů: BP - II.

## 6 SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ

- [1] REMTA, F., KUPKA, L.: *Jeřáby - I. díl. 2. přeprac. a dopl. vyd.* Praha: SNTL, 1974.
- [2] REMTA, F., KUPKA, L.: *Jeřáby - II. díl.* Praha: SNTL, 1958.
- [3] BARTOŠ, J.: *Strojní součásti - Převody řetězové a ozubenými koly.* 3. vyd. Praha: SNTL, 1957.
- [4] BATURIN, A., T.: *Součásti strojů.* Praha: SNTL, 1954.
- [5] BOHÁČEK, F. a kol.: *Části a mechanismy strojů III - Převody.* 2. uprav. vyd. Brno: VUT Brno, 1987.
- [6] ČERNOCH, S.: *Strojně technická příručka.* 13. uprav. vyd. Praha: SNTL, 1977.
- [7] DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. - Spojovací části strojů.* Ostrava: Montanex, 2000. ISBN 80-7225-018-3.
- [8] MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů.* Ostrava: VŠB-TUO, 2008. ISBN 978-80-248-0878-9.
- [9] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky.* 3. dopl. vyd. Praha: Scientia, 1999. ISBN 80-7183-164-6.
- [10] DOBROVOLNÝ B. a kol.: *Přehled strojnictví.* Praha: Práce - Vydavatelstvo ROH, 1955.
- [11] *Monteco - vázací prostředky* [online]. [cit. 2009-04-15]. Dostupný z WWW: <[www.moteco.cz](http://www.moteco.cz)>.
- [12] *JPV PRODEJ* [online]. [cit. 2009-04-15]. Dostupný z WWW: <<http://www.pruziny.ic.cz/>>.
- [13] *Kladkostroje KITO* [online]. [cit. 2009-05-13]. Dostupný z WWW: <<http://www.hupcuky.cz/>>.
- [14] *Tesort, spol. s r. o., dodavatel techniky pro vázání, manipulaci a řezání* [online]. 2009 [cit. 2009-05-13]. Dostupný z WWW: <<http://www.tesort.cz/>>.
- [15] ČSN 01 4750: *Šnekové převody - Geometrie profilů šneku.* 2005.
- [16] ČSN 01 4755: *Závitovkové převody s valcovou závitovkou. Počet zubov, súčinitele priemeru, moduly a prevodové čísla.* 1985.
- [17] ČSN 01 4756: *Závitovkové převody s valcovou závitovkou. Súčinitele ozubení a uhol profilu.* 1985.